

(19)



JAPANESE PATENT OFFICE

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11) Publication number: 09112674 A

(43) Date of publication of application: 02.05.97

(51) Int. Cl

F16H 61/02

F16H 9/00

// F16H 59:14

F16H 59:44

F16H 59:70

(21) Application number: 07271008

(22) Date of filing: 19.10.95

(71) Applicant: UNISIA JECS CORP

(72) Inventor: KASHIWABARA MASUO  
HOSONO MASAYUKI

(54) CONTROL DEVICE OF CONTINUOUSLY VARIABLE TRANSMISSION

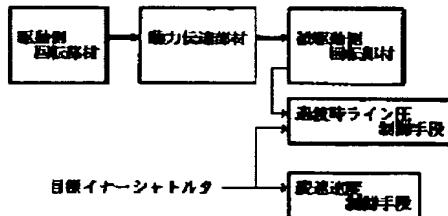
(57) Abstract:

requisite and sufficient without bringing about worsening of the rate of fuel consumption etc.

COPYRIGHT: (C)1997,JPO

PROBLEM TO BE SOLVED: To prevent slip of a power transmitting member such as a belt certainly by increasing under control the line pressure which presses a driven side rotary member to the transmitting member at the time of transient shifting on the basis of either of the value related to the revolving speed of the driven side rotary member and the target value for the inertial torque.

SOLUTION: A shift speed control means sets the target value of inertia torque generated at shifting in accordance with the driving conditions and controls the shift speed so that the inertia torque attains the target value. At transient in shifting, a transient line pressure control means makes the incremental control for the line pressure which presses a driven side rotary member to a power transmitting member on the basis of either of the value related to the revolving speed of the driven side rotary member and the target value for the inertial torque. This prevents certainly the slip of the power transmitting member such as a belt and establishes the supply of line pressure which is



(19) 日本国特許庁 (JP)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平9-112674

(43) 公開日 平成9年(1997)5月2日

(51) Int. C.I.<sup>6</sup>  
F 16 H 61/02  
9/00

識別記号 庁内整理番号

F I  
F 16 H 61/02  
9/00

技術表示箇所  
D F14  
K  
J

// F 16 H 59:14

審査請求 未請求 請求項の数 7

O L

(全13頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号 特願平7-271008

(22) 出願日 平成7年(1995)10月19日

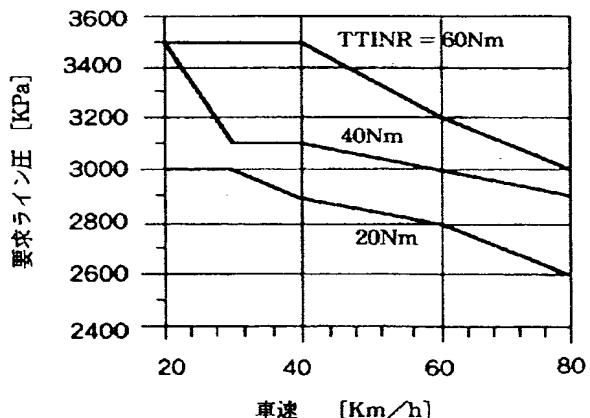
(71) 出願人 000167406  
株式会社ユニシアジェックス  
神奈川県厚木市恩名1370番地  
(72) 発明者 柏原 益夫  
神奈川県厚木市恩名1370番地 株式会社ユ  
ニシアジェックス内  
(72) 発明者 細野 正之  
神奈川県厚木市恩名1370番地 株式会社ユ  
ニシアジェックス内  
(74) 代理人 弁理士 笹島 富二雄

(54) 【発明の名称】無段変速機の制御装置

(57) 【要約】

【課題】変速過渡時にベルトの滑りを回避するための要求ライン圧を適正に制御する。

【解決手段】目標イナーシャトルクTTINR、出力軸回転数N<sub>o</sub>、変速比i、エンジンイナーシャI<sub>E</sub>に基づいて、変速速度SVを、 $SV = TTINR / (I_E \times i \times N_o)$ として設定する。一方、前記目標イナーシャトルクTTINRと車速VSPとに基づいて、変速過渡時の要求ライン圧を設定する。ここで、目標イナーシャトルクTTINRが大きいときほど、かつ、車速VSPが低いときほど、前記変速過渡時のライン圧を高く制御する。



## 【特許請求の範囲】

【請求項1】 動力源の回転力を受ける駆動側回転部材と、被駆動側回転部材と、これらの間に介装され両者間で動力を伝達する動力伝達部材と、を備え、前記駆動側回転部材と前記動力伝達部材との接触位置の回転中心からの距離である駆動側接触回転半径と、前記被駆動側回転部材と前記動力伝達部材との接触位置の回転中心からの距離である被駆動側接触回転半径と、を無段階に相対変化させることで、前記駆動側回転部材と前記被駆動側回転部材との間の変速比を無段階に設定できるようにした無段変速機の制御装置において、  
変速時に発生するイナーシャトルクの目標値を運転条件に応じて設定し、該目標のイナーシャトルクになるよう変速速度を制御する変速速度制御手段と、  
変速過渡時に、前記被駆動側回転部材の回転速度に相關する値と前記イナーシャトルクの目標値との少なくとも一方に基づいて、前記被駆動側回転部材を前記動力伝達部材へ押圧するライン圧を増大制御する過渡時ライン圧制御手段と、  
を含んで構成されたことを特徴とする無段変速機の制御装置。

【請求項2】 前記過渡時ライン圧制御手段が、前記被駆動側回転部材の回転速度に相關する値が小さいほど、及び／又は、前記イナーシャトルクの目標値が大きいほど、前記被駆動側回転部材を前記動力伝達部材へ押圧するライン圧をより大きく増大制御することを特徴とする請求項1記載の無段変速機の制御装置。

【請求項3】 定常時の目標変速比と現在の変速比との偏差を演算する変速比偏差演算手段と、  
該変速比偏差演算手段で演算される偏差が小さいときほど、前記過渡時ライン圧制御手段により制御される変速過渡時のライン圧を減少補正する過渡時ライン圧補正手段と、  
を設けたことを特徴とする請求項1又は2に記載の無段変速機の制御装置。

【請求項4】 定常時用のライン圧を設定する定常時用ライン圧設定手段と、  
変速過渡時に、前記被駆動側回転部材の回転速度に相關する値と前記イナーシャトルクの目標値との少なくとも一方に基づいて、過渡時用のライン圧を設定する過渡時用ライン圧設定手段と、  
を備え、

前記過渡時ライン圧制御手段が、前記定常時用のライン圧と過渡時用のライン圧との大きい方を選択してライン圧を制御することを特徴とする請求項1～3のいずれか1つに記載の無段変速機の制御装置。

【請求項5】 前記過渡時用ライン圧設定手段が、前記被駆動側回転部材の回転速度に相關する値が小さいほど、及び／又は、前記イナーシャトルクの目標値が大きいほど、過渡時用のライン圧をより大きく設定することを特

徴とする請求項4記載の無段変速機の制御装置。

【請求項6】 前記過渡時用ライン圧設定手段が、変速終了後所定時間が経過してから過渡時用のライン圧を徐々に零にまで減少させることを特徴とする請求項4又は5に記載の無段変速機の制御装置。

【請求項7】 前記駆動側回転部材が、有効巻き掛け半径変更可能なプーリであり、  
前記被駆動側回転部材が、有効巻き掛け半径変更可能なプーリであり、  
10 前記動力伝達部材が、これらに巻き掛けられる巻き掛け伝導媒体であることを特徴とする請求項1～6のいずれか1つに記載の無段変速機の制御装置。

## 【発明の詳細な説明】

## 【0001】

【発明の属する技術分野】 本発明は無段変速機の制御装置に関し、詳しくは、変速過渡時において動力伝達部材の滑りを回避するためのライン圧制御技術に関する。

## 【0002】

【従来の技術】 従来、無段変速機としては、有効径が連続的に変化可能な駆動プーリ（プライマリプーリ）及び被駆動プーリ（セカンダリプーリ）と、これら2つのプーリの間に巻回された駆動ベルトとを有し、被駆動プーリの有効径をライン圧に基づいて変化させる一方、前記ライン圧を元圧とし、該元圧を変速制御弁によって減圧調整した油圧（プライマリ圧）に基づいて駆動プーリの有効径を変化させることで、変速比を無段階に変化させる構成のプーリ式無段変速機が知られている。

【0003】 ここで、前記ライン圧は、以下の要件を満たすように設定されるのが一般的である。

- 30 ①ベルトが滑らないこと。（→ライン圧は高い方がよい。）
- ②ベルト押付け力の過多により各部の耐久性が損なわれず、回転フリクションが過大とならないこと。（→ライン圧は低い方がよい。）
- ③オイルポンプロスによる燃費悪化を招かないこと。（→ライン圧は低い方がよい。）

更に、ダウンシフト時等の変速過渡時においてベルトが滑らないように、変速過渡時に一時的にライン圧を上昇させる構成が、例えば、特公昭63-661号公報、特公平5-50615号公報等に開示されている。

## 【0004】

【発明が解決しようとする課題】 しかしながら、変速過渡時にどれだけ油圧を上昇させれば良いのかの具体的な例は、特公昭63-661号公報では、ソレノイドバルブによるON・OFF切り換え（2段階）のライン圧切り換えが開示されているに過ぎず、また、特公平5-50615号公報においては開示されておらず、上記①～③を踏まえた変速過渡時におけるライン圧供給の最適化を図るものではなかった。

50 【0005】 本発明は上記問題点に鑑みなされたもので

あり、変速過渡時において、ベルト等の動力伝達部材の滑りを確実に防止でき、無段変速機の耐久性を損なわず、さらに燃費等の悪化を招くことのない必要十分なライン圧を供給できる無段変速機の制御装置を提供することを目的とする。

#### 【0006】

【課題を解決するための手段】そのため請求項1の発明にかかる無段変速機の制御装置は、動力源の回転力を受ける駆動側回転部材と、被駆動側回転部材と、これらの間に介装され両者間で動力を伝達する動力伝達部材と、を備え、前記駆動側回転部材と前記動力伝達部材との接触位置の回転中心からの距離である駆動側接触回転半径と、前記被駆動側回転部材と前記動力伝達部材との接触位置の回転中心からの距離である被駆動側接触回転半径と、を無段階に相対変化させることで、前記駆動側回転部材と前記被駆動側回転部材との間の変速比を無段階に設定できるようにした無段変速機の制御装置であって、図1に示すように構成される。

【0007】図1において、変速速度制御手段は、変速時に発生するイナーシャトルクの目標値を運転条件に応じて設定し、該目標のイナーシャトルクになるように変速速度を制御する。一方、過渡時ライン圧制御手段は、変速過渡時に、前記被駆動側回転部材の回転速度に相関する値と前記イナーシャトルクの目標値との少なくとも一方に基づいて、前記被駆動側回転部材を前記動力伝達部材へ押圧するライン圧を増大制御する。

【0008】かかる構成によると、運転条件に応じた目標イナーシャトルクが発生するように変速速度を制御することで、例えばダウンシフト時の減速（ヘジ）感の発生を回避できる一方、変速過渡時に、前記被駆動側回転部材の回転速度に相関する値と前記イナーシャトルクの目標値との少なくとも一方に基づいてライン圧を増大制御することで、ベルト等の動力伝達部材の滑り発生を必要最小限のライン圧で回避できる。

【0009】請求項2記載の発明では、前記過渡時ライン圧制御手段が、前記被駆動側回転部材の回転速度に相関する値が小さいほど、及び／又は、前記イナーシャトルクの目標値が大きいほど、前記被駆動側回転部材を前記動力伝達部材へ押圧するライン圧をより大きく増大制御する構成とした。変速に伴う変速機出力軸でのイナーシャトルク $T_i$ は、エンジンイナーシャ $I_E$ が支配的であると仮定すると、次式で決まる。尚、 $i$ は変速比、 $\omega_E$ はエンジン角速度、 $N_E$ はエンジン回転数（変速機入力軸回転数）、 $N_o$ は変速機出力軸回転数である。

$$T_i = I_E \cdot d\omega_E / dt \cdot i(t)$$

$$\omega_E = 2\pi / 60 \cdot N_E$$

$$N_E = i(t) \cdot N_o$$

$$\therefore T_i = I_E \cdot d(i \cdot N_o) / dt \cdot i(t) \cdot N_o$$

$$\therefore N_o = \text{const}$$

上記理論式から、同じイナーシャトルク $T_i$ を得るため

には、出力軸回転数 $N_o$ が小さいほど変速速度を大きくする必要があり、また、同じ出力軸回転数 $N_o$ であれば、目標のイナーシャトルク $T_i$ が大きいほど変速速度を大きくする必要がある。一方、変速速度が大きいときほど、一般に滑りを回避するために要求されるライン圧は大きくなるから、前記被駆動側回転部材の回転速度に相関する値（例えば前記出力軸回転数 $N_o$ ）が小さいほど、前記イナーシャトルクの目標値が大きいほど、ライン圧を増大制御すれば、ベルト等の動力伝達部材の滑りを確実に回避できる。

【0011】請求項3記載の発明では、定常時の目標変速比と現在の変速比との偏差を演算する変速比偏差演算手段と、該変速比偏差演算手段で演算される偏差が小さいときほど、前記過渡時ライン圧制御手段により制御される変速過渡時のライン圧を減少補正する過渡時ライン圧補正手段と、を設ける構成とした。かかる構成によると、目標イナーシャトルク、被駆動側回転部材の回転速度が同じ条件下であっても、変速比の偏差が小さいときには、偏差が大きいときに比べてライン圧が減少補正される。変速比の偏差が小さい場合には、一般的に滑り回避のためのライン圧要求が低下するので、上記のように変速比偏差に応じた減少補正を行うことで、無用に高いライン圧に制御されることを回避できる。

【0012】請求項4記載の発明では、定常時用のライン圧を設定する定常時用ライン圧設定手段と、変速過渡時に、前記被駆動側回転部材の回転速度に相関する値と前記イナーシャトルクの目標値との少なくとも一方に基づいて、過渡時用のライン圧を設定する過渡時用ライン圧設定手段と、を備え、前記過渡時ライン圧制御手段が、前記定常時用のライン圧と過渡時用のライン圧との大きい方を選択してライン圧を制御する構成とした。

【0013】かかる構成によると、変速過渡時に、定常時に要求されるライン圧よりも大きなライン圧が要求される場合に限ってライン圧を増大制御でき、変速過渡時に無用にライン圧が増大されることを回避できる。請求項5記載の発明では、前記過渡時用ライン圧設定手段が、前記被駆動側回転部材の回転速度に相関する値が小さいほど、及び／又は、前記イナーシャトルクの目標値が大きいほど、過渡時用のライン圧をより大きく設定する構成とした。

【0014】かかる構成によると、請求項2記載の発明の場合と同様にして、ベルト等の動力伝達部材の滑りを確実に回避できることになる。請求項6記載の発明では、前記過渡時用ライン圧設定手段が、変速終了後所定時間が経過してから過渡時用のライン圧を徐々に零にまで減少させる構成とした。

【0015】かかる構成によると、変速過渡状態からライン圧が定常時用の値に徐々に復帰することになり、ライン圧の急変を回避できると共に、変速終了直後の滑り発生を回避できる。請求項7記載の発明では、前記駆動

側回転部材が、有効巻き掛け半径変更可能なブーリであり、前記被駆動側回転部材が、有効巻き掛け半径変更可能なブーリであり、前記動力伝達部材が、これらに巻き掛けられる巻き掛け伝導媒体である構成とした。

【0016】かかる構成によると、2つのブーリの有効径を連続的に変化させることで無段变速が行われ、かかる有効径を変化させる变速過渡時にベルト等の巻き掛け伝導媒体が滑ることが、前記ライン圧制御によって回避されることになる。

#### 【0017】

【発明の実施の形態】以下に本発明の実施の形態を説明する。図2はシステム構成図である。この図2において、エンジン1の出力側に、ロングトラベルダンバ(回転変動吸収用のバネ式ダンバ)2を介して、無段变速機3が装備されている。尚、後述する発進クラッチ15がエンジン1と無段变速機3との間に介装される方式や、トルクコンバータが介装される方式では、当該ロングトラベルダンバ2を省略することもできる。

【0018】無段变速機3は、エンジン1側のプライマリブーリ4と、駆動軸(デフ)側のセカンダリブーリ5と、これらの間に巻掛けられるゴム或いは金属、若しくはこれらの組合せ等からなるベルト6とを備え、プライマリブーリ側アクチュエータ4a(变速制御用油圧室)への变速圧(プライマリ圧)、及びセカンダリブーリ側アクチュエータ5a(張力制御用油圧室)へのライン圧の調整により、ブーリ比(セカンダリブーリ側ベルト巻き掛け有効径/プライマリブーリ側ベルト巻き掛け有効径)を変化させて、变速比を無段階に変化させることができるものである。

【0019】但し、公知のトロイダル式等の他の無段变速機を用いることもできる。即ち、無段变速機3は、動力源の回転力を受ける駆動側回転部材と、被駆動側回転部材と、これらの間に介装される動力伝達部材と、を備え、前記駆動側回転部材と前記動力伝達部材との接触位置の回転中心からの距離である駆動側接触回転半径と、前記被駆動側回転部材と前記動力伝達部材との接触位置の回転中心からの距離である被駆動側接触回転半径と、を無段階に相対変化させることで、前記駆動側回転部材と前記被駆動側回転部材との間の变速比を無段階に設定できるようにした無段变速機であれば良い。

【0020】図2に示す無段变速機3においては、プライマリブーリ4が前記駆動側回転部材に相当し、セカンダリブーリ5が前記被駆動側回転部材に相当し、ベルト6が動力伝達部材及び巻き掛け伝導媒体に相当する。そして、駆動側回転部材(プライマリブーリ)を動力伝達部材(ベルト)へ押圧するための押圧油圧が、本実施形態における变速圧に相当し、被駆動側回転部材(セカンダリブーリ)を動力伝達部材(ベルト)へ押圧するための押圧油圧が、本実施形態におけるライン圧に相当する。

【0021】变速圧及びライン圧は、オイルポンプ7につながる油圧回路8内部に配設された各油圧経路内の油圧を、リリーフ機能を有する電磁弁9、10等の開閉等と共に、前記油圧経路に介装される变速圧及びライン圧制御のための流量制御弁を介して調節されるが、この電磁弁9、10、流量制御弁の駆動制御はコントローラ11により制御される。

【0022】つまり、走行条件等に応じて要求される变速比が達成できるように、コントローラ11では、電磁弁9、10、流量制御弁を介して、前記变速圧及びライン圧を制御して、变速比を目標値に制御するようになっている。尚、電磁弁9、10、流量制御弁は、それぞれ複数の電磁弁から構成され、その複数の電磁弁の開閉組合せによって、目標の变速圧及びライン圧を達成するように構成することもできる。

【0023】また、無段变速機3の出力側(セカンダリブーリ5)と駆動軸側(例えは、デフ)との間に発進クラッチ15を介在させてあり、この発進クラッチ15へのクラッチ圧は電磁弁16により制御され、この電磁弁16もコントローラ11により制御されるようになっている。变速比やライン圧の制御のため、コントローラ11には、無段变速機3の実入力回転数Nin(エンジン3の回転速度Ne)を検出すべく入力側(プライマリブーリ4)の回転に同期してパルス信号を発生する入力側回転センサ12、無段变速機3の実出力回転数N0を検出すべく出力側(セカンダリブーリ5)の回転に同期してパルス信号を発生する出力側回転センサ13、エンジン1のスロットル弁の開度TV0に対応した電圧信号を発生するポテンショメータ式のスロットルセンサ14等

20 30 から、それぞれ検出信号が入力されている。尚、入力側回転センサ12としてはエンジン回転センサ、出力側回転センサ13としては車速センサを用いることができる。

【0024】図3は、コントローラ11が行なう变速制御を示すフローチャートである。尚、本ルーチンは単位時間毎に実行される。ステップ1(図にはS1と記してある。以下同様)では、車速VSPとスロットル開度TV0とに基づいて最終目標である定常時の变速比(最終目標变速比、マップ变速比)Base iを定めたマップを参考し、実際のVSPとTV0とから、前記Base iを読み込む。

【0025】ステップ2では、变速機の出力軸回転数N0を検出する。ステップ3では、現在の变速比iを検出する。变速比iは、エンジン回転数(变速機の入力軸回転数)Ne、变速機の出力軸回転数N0とから、これらの比(Ne/N0)として求めることができる。ステップ4では、運転条件により定まる係数TTINR(目標イナーシャトルク)を算出する。

【0026】前記係数TTINRは、定常時の变速比Base iと現在の变速比iとの差の絶対値或いは比、又は、

定常時の変速比Base i の変化率に基づいて設定することができる。また、定常時の変速比Base i における予測馬力と、現在の馬力との差の絶対値或いは比、又は、定常時の変速比Base i における予測馬力の変化率に基づいて設定しても良い。

【0027】更に、定常時の変速比Base i における車両の駆動力と、現在の駆動力との差の絶対値或いは比、又は、定常時の変速比Base i における車両の駆動力の変化率に基づいて設定しても良い。尚、上記パラメータに基づく係数TTINRの設定においては、差の絶対値が大きいときほど、比が大きいときほど、変化率の絶対率が大きいときほど、係数TTINR（目標イナーシャトルク）を大きく設定すると良い。

【0028】また、前記係数TTINRの算出については、上記に挙げたものの他、エンジン回転数N<sub>E</sub>、スロットル開度TVO、開度変化率ΔTVO、吸入空気流量Q、又は基本燃料噴射量（Q/N<sub>E</sub>相当値）などから、直接的に設定する方式としてもよい。ステップ5では、現在の変速比i、変速機の出力軸回転数N<sub>O</sub>、及び前記係数TTINRから、次式に従って、変速速度を決定する増減分SVを設定する。

【0029】 $SV = TTINR / (I_E \times i \times N_O)$   
ここで、I<sub>E</sub>はエンジンイナーシャ相当の定数である。  
上記ステップ4、5の部分が変速速度制御手段に相当する。ステップ6では、現在の設定変速比（目標変速比）Next iと最終目標である定常時の変速比（最終目標変速比）Base iとを比較し、大小関係を判別する。

【0030】Next i > Base i のときは、アップシフト要求（変速比減少要求）であり、ステップ7へ進む。ステップ7では、設定変速比（目標変速比）Next iを現在値に対し前記増減分SV減少させる（Next i = Next i - SV）。Next i < Base i のときは、ダウンシフト要求（変速比増大要求）であり、ステップ8へ進む。

【0031】ステップ8では、設定変速比（目標変速比）Next iを現在値に対し前記増減分SV増大させる（Next i = Next i + SV）。このようにして設定変速比（目標変速比）Next iが設定されると、ステップ9へ進む。ステップ9では、設定変速比（目標変速比）Next iが得られるようにフィードバック制御を行う。即ち、エンジン回転数N<sub>E</sub>と変速機の出力軸回転数N<sub>O</sub>との比（N<sub>E</sub>/N<sub>O</sub>）として検出されている現在の変速比iが設定変速比Next iになるように、変速比をフィードバック制御する。

【0032】このような制御の結果、同じ変速比幅でも低車速時と高車速時とで変速速度が変化し、特に高車速時において変速速度がゆっくりになるため、イナーシャトルクをおおむね一定にすることができる、以って、変速過渡時における出力トルクの減少を回避できる。ところで、本実施例におけるコントローラ11は、上述の変速制御を行なう場合の、変速圧及びライン圧の制御を、図

4に示すフローチャートを実行して達成するようになっている。

【0033】図4において、ブロック(1)（図では単に(1)と記してある。以下、同様。）では、プライマリブーリ側アクチュエータ4a（変速比制御用油圧室）へ供給する変速圧の最小圧(Ppmin)を演算する。即ち、ベルト6が滑らず、目標変速比を達成できる変速圧の必要最小圧(Ppmin)を演算する。具体的には、図5のフローチャートを実行することで達成される。

10 【0034】まず、ステップ11で、実際の変速比（コントローラ11からの指示変速比等）、エンジントルクに見合った変速圧の必要最小圧(Ppmin)を求めるために、まず、変速比=1に対する各変速比の必要最小プライマリ圧（変速圧）の倍率(θ<sub>1</sub>/θ)を、エンジントルク（或いは無段変速機3への入力トルクであってよい）と必要最小プライマリ圧との関係に基づいて設定してあるマップ等（図6参照）を参照して求める。

【0035】尚、コントローラ11において、変速比は、車速VSPとスロットル開度TVOとに基づいて変速比を定めたマップを参照し、実際のVSPとTVOとから、変速比を設定するようになっている。また、所望のエンジン運転状態を維持しつつ、運転者の意図する車速が得られるように、変速比を設定するようにすることもできる。かかる場合は、燃費・排気性能の良好なエンジン運転状態に維持きるので、燃費・排気性能等において有利なものとすることができます。

【0036】そして、ステップ12で、プライマリ最小圧(Ppmin)を、下式に従って求める。

$$\text{プライマリ最小圧}(Ppmin) = \text{エンジントルク} \times \theta \times \text{倍率} + \text{オフセット量}$$

尚、オフセット量は、余裕代である。ブロック(2)では、セカンダリブーリ側アクチュエータ5a（張力制御用油圧室）へ供給するライン圧の最小圧(Plmin)を演算する。即ち、セカンダリブーリ5側でベルト6が滑らないための必要最小圧(Plmin)を演算する。

【0037】具体的には、図7のフローチャートを実行することで達成される。まず、ステップ21で、実際の変速比、エンジントルクに見合ったライン圧の必要最小圧(Plmin)を求めるために、変速比=1に対する各変速比の必要最小ライン圧の倍率(θ<sub>1</sub>/θ)を、エンジントルクTQ<sub>ENG</sub>（或いは無段変速機3への入力トルクであってよい）と必要最小ライン圧との関係に基づいて設定してあるマップ等（図8参照）を参照して求める。

【0038】ステップ22で、ライン最小圧(Plmin)を、下式に従って求める。

$$\text{ライン最小圧}(Plmin) = \text{エンジントルク} \times \theta \times \text{倍率} + \text{オフセット量}$$

尚、オフセット量は、余裕代である。ブロック(3)では、セカンダリブーリ側アクチュエータ5aの可動壁5Aの要求推力(FS)の計算を行なう。

【0039】つまり、プライマリブーリ側でベルト6の滑りを発生させずに所望の変速比（セカンダリブーリ側有効径／プライマリブーリ有効径＝プライマリブーリ回転速度／セカンダリブーリ回転速度、トルク比とも言う）を達成するために、セカンダリブーリ側アクチュエータ5aの可動壁5Aに要求される推力（押圧力）を求める。

【0040】尚、プライマリブーリ側アクチュエータ4a、或いはセカンダリブーリ側アクチュエータ5aの何れか一方の推力（換言すれば、油圧）を決めるべく、ベルト張力とエンジントルクとトルク比との関係等から、他方の推力を理論的に決定することができる。従って、ここでは、所望の変速比を得るために電磁弁9等により設定されるプライマリ最小圧（P<sub>pmin</sub>）とプライマリブーリ側可動壁4Aの面積等からプライマリブーリ側4aの推力F<sub>P</sub>を定めることができるので、これに基づいて、ブロック（3）で要求セカンダリ推力（F<sub>S</sub>）を求める。

【0041】そして、その後、ブロック（4）で当該要求セカンダリ推力（F<sub>S</sub>）に基づいて、プライマリブーリ側でベルト6の滑りを発生させず所望の変速比を達成するために必要なセカンダリブーリ側の必要圧を演算するようになっている。具体的には、ブロック（3）の当該要求セカンダリ推力（F<sub>S</sub>）は、図9のフローチャートを実行することで求められる。

【0042】ステップ31で、以下の式に基づき、要求セカンダリ推力（F<sub>S</sub>）を演算する。

要求セカンダリ推力（F<sub>S</sub>）＝プライマリ最小圧（P<sub>pmin</sub>）×プライマリブーリ側可動壁4Aの面積×係数0－エンジントルク×係数1

尚、係数0、係数1は、変速比により定まる係数である。

【0043】ブロック（4）では、ブロック（3）で求めた要求セカンダリ推力（F<sub>S</sub>）に基づいて、変速比要求ライン圧（Plratio）の計算を行なう。具体的には、変速比要求ライン圧（Plratio）は、図10のフローチャートを実行することで求められる。ステップ41で、以下の式に基づき、変速比要求ライン圧（Plratio）を演算する。

【0044】変速比要求ライン圧（Plratio）＝〔要求セカンダリ推力（F<sub>S</sub>）－セカンダリブーリバネ定数×縮み長さ〕／可動壁5Aの面積

尚、セカンダリブーリバネ定数とは、セカンダリブーリ側アクチュエータ5aが内装する可動壁5Aを、ライン圧に抗して押し返すためのバネ（図示せず）の定数である。

【0045】ブロック（5）では、基本ライン圧（Pl<sub>base</sub>）の計算を行なう。つまり、最終的にセカンダリブーリ側アクチュエータ5aに作用させるライン圧（Pl<sub>pr</sub>；これについては後述する）は、供給ライン圧（基本

ライン圧）と、セカンダリブーリ側アクチュエータ5a内に閉じ込められた油が遠心力により可動壁5Aを移動方向に押すセカンダリ遠心油圧と、セカンダリブーリバネ力、及び変速過渡時におけるベルト6の滑りを防止するための過渡ライン圧等に基づいて定められるものであるので、最終的なライン圧を求める基礎として、まず、基本ライン圧（Pl<sub>base</sub>）を演算する。

【0046】具体的には、図11のフローチャートが実行される。まず、ステップ51では、ベルト6が滑らないためのライン最小圧（Pl<sub>min</sub>）と、所望の変速比を達成するための変速比要求ライン圧（Pl<sub>ratio</sub>）と、を比較する。ライン最小圧（Pl<sub>min</sub>）≥変速比要求ライン圧（Pl<sub>ratio</sub>）の場合には、ステップ52へ進む。一方、ライン最小圧（Pl<sub>min</sub>）<変速比要求ライン圧（Pl<sub>ratio</sub>）の場合には、ステップ53へ進む。

【0047】ステップ52では、ベルト6の滑り防止を優先すべく、基本ライン圧（Pl<sub>base</sub>）＝ライン最小圧（Pl<sub>min</sub>）として本フローを終了する。ステップ53では、ベルト6の滑りに対して余裕があるので、基本ライン圧（Pl<sub>base</sub>）＝変速比要求ライン最小圧（Pl<sub>ratio</sub>）として、本フローを終了する。

【0048】ブロック（6）では、セカンダリ遠心油圧（Pscen）の計算を行う。具体的には、図12のフローチャートが実行される。ステップ61では、下式に従って、セカンダリ遠心油圧（Pscen）を求める。

セカンダリ遠心油圧（Pscen）＝（セカンダリブーリ回転速度）<sup>2</sup> ×係数

ブロック（7）では、変速過渡時におけるベルト6の滑りを防止するための過渡ライン圧（Pl<sub>add</sub>）を求める。

【0049】具体的には、図13のフローチャートが実行される。ステップ71では、ダウンシフトか否かを判断する。該ダウンシフト判別は、例えば、最終目標変速比Base iと変速比i（ルーチン開始時）とを比較することで判断することができる。ダウンシフト時であるときには、ステップ72へ進み、予め前記目標イナーシャトルクTTINRと車速VSPとに応じて過渡時の基本要求ライン圧Pl<sub>addφ</sub>を記憶したマップ（図14参照）から、該当する目標イナーシャトルクTTINRと車速VSPとに対応する過渡時の基本要求ライン圧Pl<sub>addφ</sub>を検索して求める。

【0050】ここで、目標イナーシャトルクTTINRが大きいときほど、かつ、車速VSP（被駆動側回転部材の回転速度に相関する値）が低いときほど、前記過渡時の基本要求ライン圧Pl<sub>addφ</sub>が大きく設定される構成としてある。次のステップ73では、前記基本要求ライン圧Pl<sub>addφ</sub>の補正係数を、変速比幅に基づいて設定する（図15参照）。

【0051】前記変速比幅とは、定常時の目標変速比と現在の変速比との偏差であり、前記変速比幅が小さいときほど、補正係数は1以下のより小さい値に設定される

11

ようになっており、変速比幅が所定以上のときには1に設定される。上記ステップ7 3の部分が、変速比偏差演算手段、過渡時ライン圧補正手段に相当する。

【0052】ステップ7 4では、前記基本要求ライン圧PI add $\phi$ にステップ7 3で求めた補正係数を乗算して、最終的な過渡時用ライン圧PI addを設定する。上記ステップ7 4の部分が、過渡時用ライン圧設定手段に相当する。一方、ステップ7 1でダウンシフト時でないと判別されたときには、ステップ7 5へ進み、シフトダウン終了後所定時間内であるか否かを判別し、所定時間内であれば、ステップ7 2へ進んで、継続的に過渡時用ライン圧を設定させる。

【0053】また、所定時間以上経過しているときは、ステップ7 6へ進み、過渡時用ライン圧PI addが0であるか否かを判別し、0でないときには、ステップ7 7で、過渡時用ライン圧PI addを、所定値DECPLADDだけ減少させる。従って、ダウンシフトが終了してからも、所定時間内は変速過渡時と同様にして過渡時用ライン圧PI addが設定され、前記所定時間経過後に徐々に過渡時用ライン圧PI addが0にまで減少変化する。

【0054】ブロック(8)では、最終的な出力ライン圧(PI<sub>prs</sub>)の計算を行なう。即ち、ブロック(5)で求めた基本ライン圧(PI<sub>base</sub>)と、ブロック(6)で求めたセカンダリ遠心油圧(Pscen)と、ブロック(7)で求めた過渡時ライン圧(PI add)とに基づいて求める。具体的には、図16のフローチャートを実行する。

【0055】ステップ8 1では、下式に従って、基本出力ライン圧(PI<sub>prs</sub>  $\phi$ )を求める。

$$\text{基本出力ライン圧}(PI_{prs} \phi) = \text{基本ライン圧}(PI_{base}) - \text{セカンダリ遠心油圧}(Pscen)$$

上記ステップ8 1の部分が定常時用ライン圧設定手段に相当する。ステップ8 2では、前記基本出力ライン圧(PI<sub>prs</sub>  $\phi$ )と、前記過渡時用ライン圧PI addとを比較する。

【0056】そして、基本出力ライン圧(PI<sub>prs</sub>  $\phi$ )の方が大きい場合には、ステップ8 3へ進んで、出力ライン圧(PI<sub>prs</sub>)にPI<sub>prs</sub>  $\phi$ をセットし、過渡時用ライン圧PI addの方が大きい場合には、ステップ8 4へ進んで、出力ライン圧(PI<sub>prs</sub>)にPI addをセットする。このステップ8 2～8 4の部分が過渡時用ライン圧制御手段に相当する。

【0057】このようにして求められた出力ライン圧(PI<sub>prs</sub>)は、油圧回路8内に組み込まれた流量制御弁等を介して制御する場合には、出力ライン圧(PI<sub>prs</sub>)が得られる流量に、電磁弁9等を介して、或いは油圧経路の切換等により流量制御弁の弁体に作用する圧力を調節し、その開度調節を行なうことで調節されることになる。

【0058】

12

【発明の効果】以上説明したように、請求項1、2記載の発明によると、例えばダウンシフト時の減速(ヘジ)感の発生を回避できると共に、変速過渡時における動力伝達部材の滑り発生を必要最小限のライン圧で回避することができるという効果がある。

【0059】請求項3記載の発明によると、変速比の偏差が小さい場合に、無用に高いライン圧に制御されることを回避できるという効果がある。請求項4、5記載の発明によると、変速過渡時に、定常時に要求されるライン圧よりも大きなライン圧が要求される場合に限ってライン圧を増大制御でき、変速過渡時に無用にライン圧が増大されることを回避できるという効果がある。

【0060】請求項6記載の発明によると、変速過渡状態からライン圧が定常時用の値に徐々に復帰することになり、ライン圧の急変を回避できると共に、変速終了直後の滑り発生を回避できるという効果がある。請求項7記載の発明によると、所謂プーリ式無段変速機において、変速過渡時のベルトの滑りを、必要最小限のライン圧によって回避することができるという効果がある。

#### 20 【図面の簡単な説明】

【図1】請求項1に記載の発明の構成を示す構成図。

【図2】本発明の実施の形態を示すシステム図。

【図3】実施の形態における変速制御ルーチンのフローチャート。

【図4】実施の形態におけるライン圧設定制御を示すフローチャート。

【図5】ライン圧設定制御のブロック(1)を説明するフローチャート。

【図6】プライマリ圧の設定特性を示す線図。

【図7】ライン圧設定制御のブロック(2)を説明するフローチャート。

【図8】ライン最小圧の設定特性を示す線図。

【図9】ライン圧設定制御のブロック(3)を説明するフローチャート。

【図10】ライン圧設定制御のブロック(4)を説明するフローチャート。

【図11】ライン圧設定制御のブロック(5)を説明するフローチャート。

【図12】ライン圧設定制御のブロック(6)を説明するフローチャート。

【図13】ライン圧設定制御のブロック(7)を説明するフローチャート。

【図14】過渡時用ライン圧の基本特性を示す線図。

【図15】変速幅による過渡時用ライン圧の補正特性を示す線図。

【図16】ライン圧設定制御のブロック(8)を説明するフローチャート。

#### 【符号の説明】

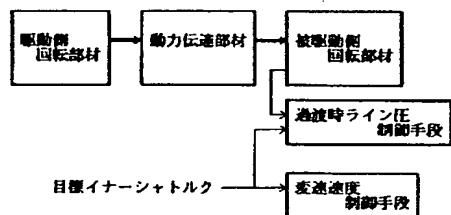
1 エンジン

2 無段変速機

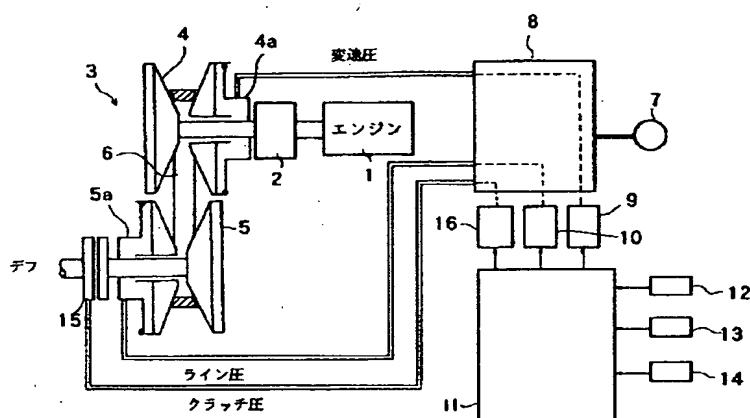
4 プライマリブーリ  
 4a プライマリブーリ側アクチュエータ  
 5 セカンダリブーリ  
 5a セカンダリブーリ側アクチュエータ  
 6 ベルト  
 7 オイルポンプ  
 8 油圧回路

9 電磁弁  
 10 電磁弁  
 11 コントローラ  
 12 入力側回転センサ  
 13 出力側回転センサ  
 14 スロットルセンサ

【図1】

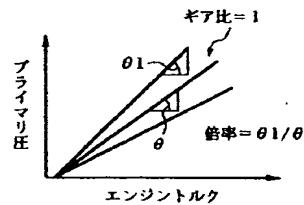
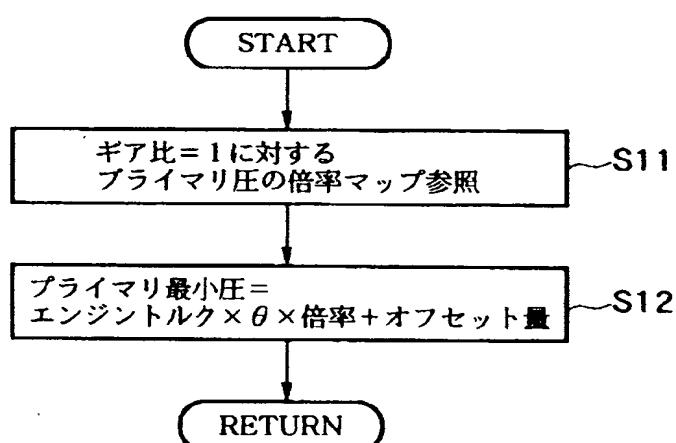


【図2】

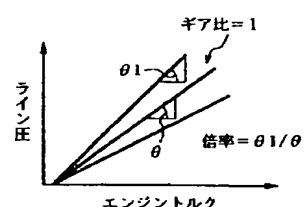


【図5】

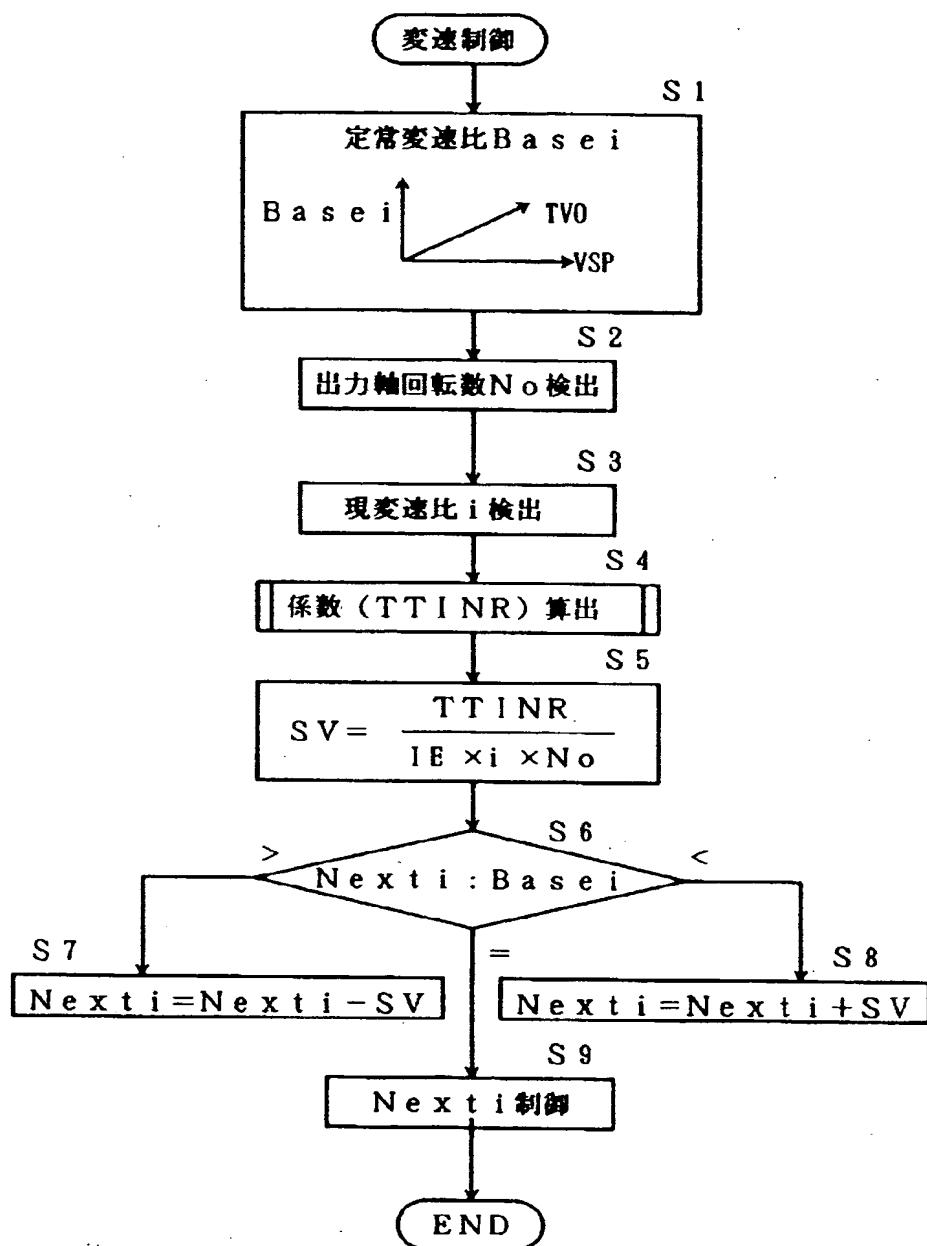
【図6】

(1) プライマリ最小圧 ( $P_{pmin}$ ) の演算

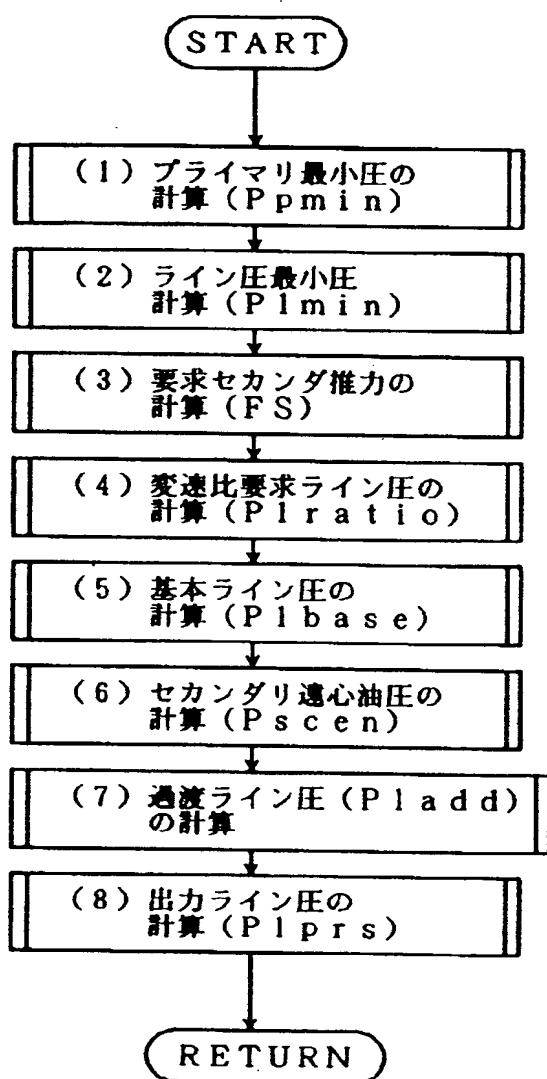
【図8】



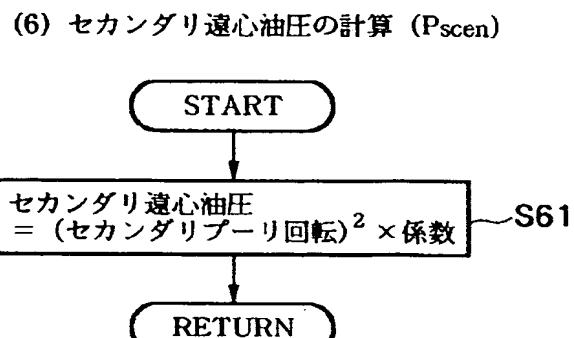
【図3】



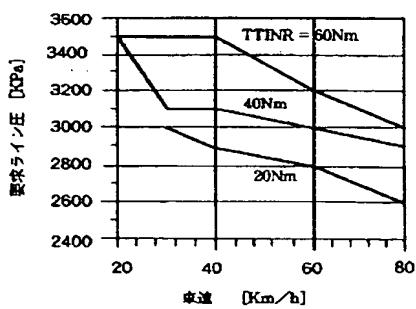
【図4】



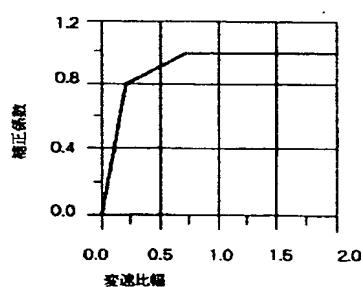
【図12】



【図14】

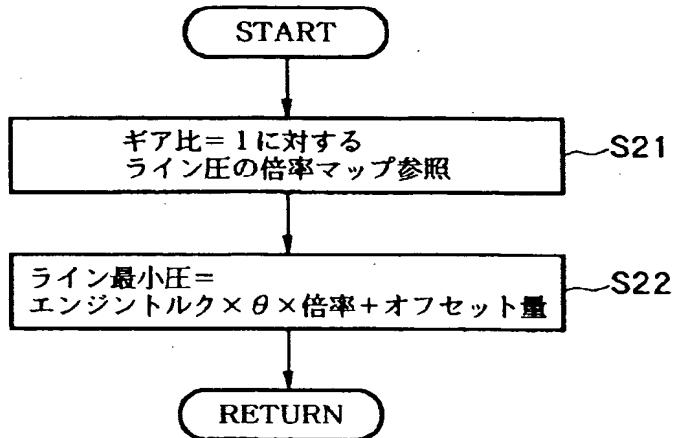


【図15】



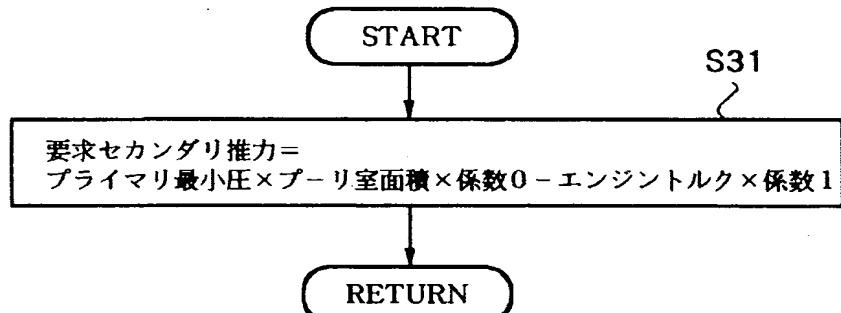
【図7】

## (2) ライン最小圧 (Plmin) の演算



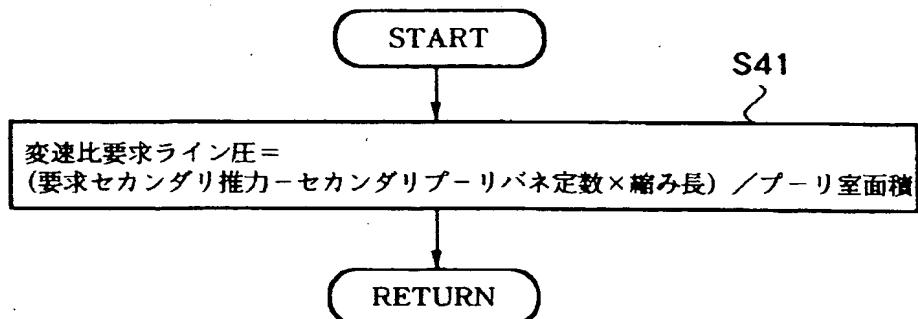
【図9】

## (3) 要求セカンダリ推力の計算 (FS)



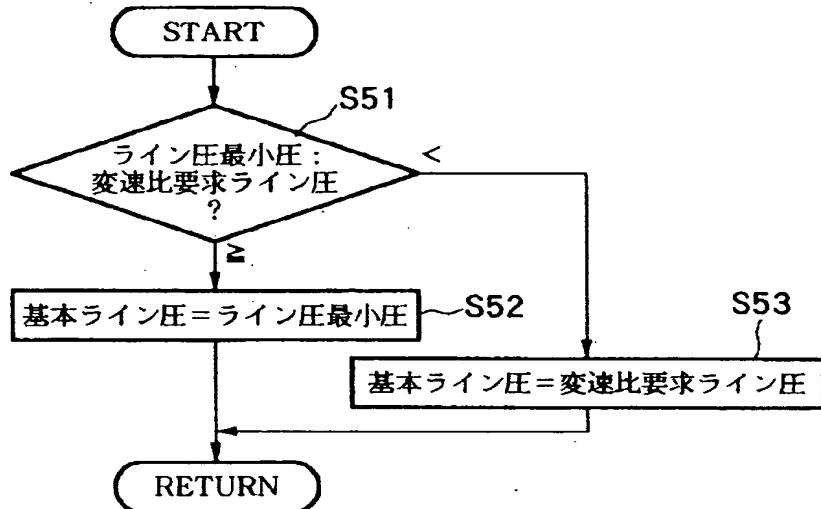
【図10】

## (4) 変速比要求ライン圧の計算 (Plratio)



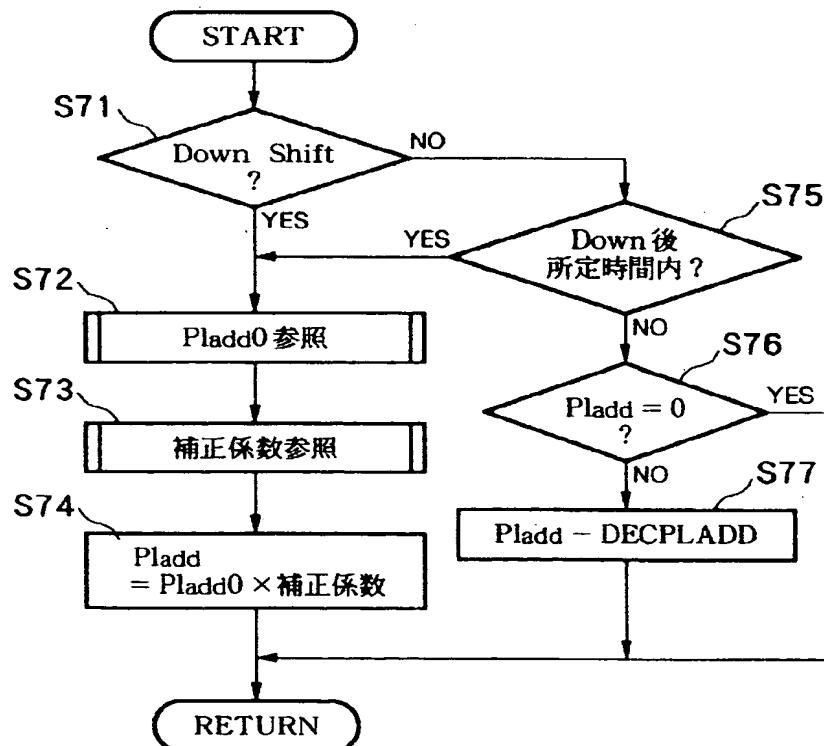
【図1-1】

## (5) 基本ライン圧の計算 (Pl\_base)



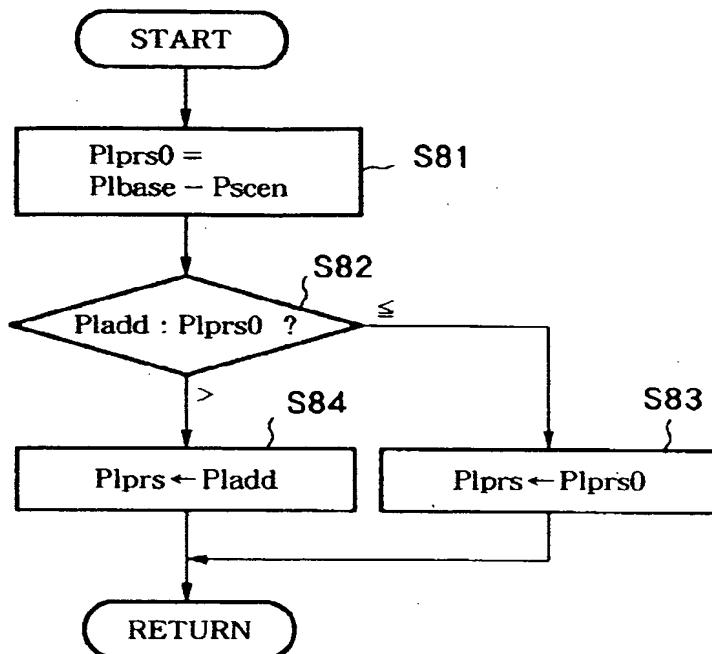
【図1-3】

## (7) 過渡ライン圧 (Pladd) の演算



【図16】

## (8) 出力ライン圧(Plars)の計算



フロントページの続き

(51) Int. Cl. 6

F 1 6 H 59:44  
59:70

識別記号 庁内整理番号

F I

技術表示箇所